

文章编号: 1000-8055(2007)06-0873-04

中心进气转静盘腔的流量分配特性试验

罗翔¹, 徐国强¹, 蔡毅², 陶智¹, 耿汀¹

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100083;
2. 西安航空发动机(集团)有限公司, 西安 710021)

摘 要: 采用实验方法, 对具有中心进气、两个出口的盘腔系统的流动特性进行了研究. 获得了静盘与转盘间隙以及转盘外缘小孔的冷气流量. 结果表明: 盘面出流孔的流量随总流量或转速的增加而增加, 该流量与总流量的流量比随总流量的增加而降低, 随着转速增加而增加. 盘面出流孔数量为原出流孔数量的一半时, 流出流量也近似是原流出流量的一半.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 燃气轮机; 涡轮转子; 涡轮静子; 流量测量

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Experimental study of flow distribution characteristics for a rotor-stator system

LUO Xiang¹, XU Guoqiang¹, CAI Yi², TAO Zhi¹, DING Shuting¹

(1. National Key Laboratory on Aeroengines, School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China;
2. Xi'an Aeroengine(group) LTD, Xi'an 710021, China)

Abstract: The flow characteristics of rotor-stator cavity system with blade-cooling flow and disk-cooling flow was experimentally studied. And, the cooling flow rate of the clearance between stator and rotor as well as the hole of rotor flange was obtained. The experimental results show that: the blade-cooling flow rate will increase with the total flow rate and rotating speed; the ratio of the blade-cooling flow rate to the total flow rate will increase with decline of the total flow rate, and increases with the rotating speed. The blade air flow is almost half of original flow when the numbers of holes become half of original holes.

Key words: aerospace propulsion system; gas turbines; rotors; stators; flow measurement

大多数现代航空发动机中, 用于冷却涡轮叶片的冷气先对涡轮盘进行冷却后一般分为两股. 其中大部分气流流经涡轮盘外缘的榫槽进入叶片内冷通道, 另一部分冷气从篦齿封严装置中泄漏到主燃气通道中, 这就形成了一股进流两股出流的流动结构. 为使研究具有一定的代表性, 通常将其简化成如图 1 所示的模型. 国内外对涡轮盘腔结构进行了大量的实验研究, Wilson(1997)^[1],

El-Oun 和 Owen(1989)^[2]等人以直接换热结构为基础, 做了流动和换热的实验. Karabay(2001)^[3]对盖板结构的流动和换热进行了研究. Maeng(1999)^[4], You You Yan(2002)^[5]对内流孔板的排出系数进行了研究. Phadke 和 Owen(1988)^[6], Roy(2000)^[7]研究了多种不同的封严结构. 在以上的研究中, 对出口分流的测量, 通常采用的是将流体收集后再进行测量, 这将导致实

收稿日期: 2006-05-10; 修订日期: 2006-12-13

作者简介: 罗翔(1973), 男, 四川成都人, 博士后, 主要从事航空发动机旋转部件的流动与换热.

验台的结构的复杂和体积的庞大. 本文对出口分流的测量, 采用了理论分析加实验修正的方法, 避免了直接对流体进行收集. 研究结果对航空发动机涡轮盘腔的结构设计有一定的参考价值.

1 试验系统简介

1.1 试验模型

在图 1 里的转静系下旋转盘试验模型中, 冷气 $\dot{m}_0$ 由静止圆盘的中心进气管道流入, 流经盘腔后, 分为两股, $\dot{m}_d$ 从罩与转盘的间隙流出, $\dot{m}_b$ 从转盘外缘的小孔流出.

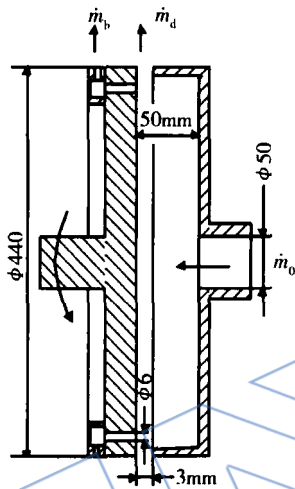


图 1 转静盘结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the rotor stator system

转盘是一个由低碳钢加工的厚 30 mm 直径 440 mm 的圆盘. 为了模拟冷却气流从叶片根部流入叶片内部冷却通道, 在转盘直径为 390 mm 处沿圆周均匀开设了 60 个直径 6 mm 的通孔, 通孔后布置有一环形集气腔. 进入通孔的空气经集气腔后, 再从外缘 64 个 $\phi 6$ (mm) 的通孔直接排入大气. 旋转盘用法兰与实验台的旋转轴连接, 与转轴一起旋转. 转轴由直流电机带动, 转速通过调节可控硅的导通角控制, 并由光电式转速仪测定.

在转盘的前面, 安装一个带周向环罩的静止圆盘, 静盘与转盘的间隙为 50 mm, 罩与转盘的间隙为 3 mm, 用于模拟动静密封的封严.

1.2 流量测量

实验的重点在于两股出流的测量. 实验时一股气流是从静盘和动盘的间隙流出, 另一股气流是从动盘边缘处的出气孔流出, 将这两股气体分别收集起来进行测量是比较困难的. 针对这个问题, 采用了下面的方法: 先测量出总流量 $\dot{m}_0$, 然后

再测出从盘间隙流出的流量 $\dot{m}_d$, 而从动盘边缘出气孔流出的流量 $\dot{m}_b$ 则为这二者的差. 即

$$\dot{m}_b = \dot{m}_0 - \dot{m}_d \tag{1}$$

总流量可在冷气入口端由笛形管流量计测量. 笛形管流量计的原理如下:

由伯努利方程和连续方程可以导出

$$\dot{m}_0 = A \cdot \sqrt{2\rho\Delta p K_v} \tag{2}$$

其中 A 为进气管道的截面积, Δp 为总静压差由笛形管测量, K_v 为校准系数, 根据热式流量计进行实验标定.

在理想情况下, 流体流过动静盘间隙的流量 $\dot{m}_d$ 可以表示为间隙中任一点的总压 p_i^* 与静压 p_1 之差的函数. 实验时在出口间隙的静盘壁面处布置总压取压管得到压力 p_i^* , 同时在相同半径处径向布置一静压取压管得到静压 p_2 . 假设流体为不可压气体, 由于两个取压管的位置在同一半径处, 转盘不转情况下, 轴向和切向速度变化引起的压力差值的变化可以近似忽略, 则 $p_i^* - p_2$ 可认为仅与径向平均速度有关, 流量公式可为

$$\dot{m}_d = \rho A v = A \sqrt{2\rho k(p_i^* - p_2)} \tag{3}$$

式中的 k 为校准系数. 在转盘旋转的情况下, 这时切向速度的变化对 $p_i^* - p_2$ 的影响不能完全忽略. 这时的流量公式可以表示为

$$\dot{m}_d = f(\omega(p_i^* - p_2)) \tag{4}$$

式中 ω 为转盘旋转角速度. 实验时, 在转静盘出口间隙的壁面附近布置静压取压管得到静压 p_2 , 同时在相同半径处径向布置总压取压管得到总压 p_i^* . 转盘转速 ω 由光电式转速仪测量.

(4) 式中的流量与转速有关, 确切的关系式需要从实验获得. 具体的实验方法如下: 密封转盘边缘处的出气孔, 使两股出流变成一股. 然后在不同流量和转速下进行实验, 此时 $\dot{m}_d = \dot{m}_0$. 同时, 测出 p_i^* 和 p_2 , 和转盘转速 ω 可以拟合出(4)式. 然后将转盘上堵塞物去掉, 使重新成为两个出口. 由于压力测量点已经离开转盘出气孔一段距离, 加之转静盘出流间隙与盘腔间隙比是一个小量, 在出口间隙处流线产生很大的收缩, 所以盘面出气孔对压力测量的影响可以忽略. 因此, 测量出 p_i^* , p_2 和 ω 使用(4)式得到 $\dot{m}_d$, 同时测量出 $\dot{m}_0$, 再由(1)式, 即可得到 $\dot{m}_b$.

2 试验结果及分析

2.1 流量关系式的试验标定结果

在密封转盘外缘小孔的情况下, 当转速为零

时, 总流量 $\dot{m}_0$ 即为流经动静盘间隙的流量 $\dot{m}_d$, 可得压差 $\Delta p = p_1^* - p_2$ 与流率 $\dot{m}_0$ 之间的关系式为

$$\Delta p = 2\,676 \times 10^{-5} \dot{m}_0^{1.603} \tag{5}$$

数据点与拟合曲线分布图见图 2。从图中可以看出, 当转速为零的时候, 随着 $\dot{m}$ 的增加, Δp 也增加。这是因为流量增加以后, 在出口面积不变的情况下, 导致出口速度增加, Δp 也增大。

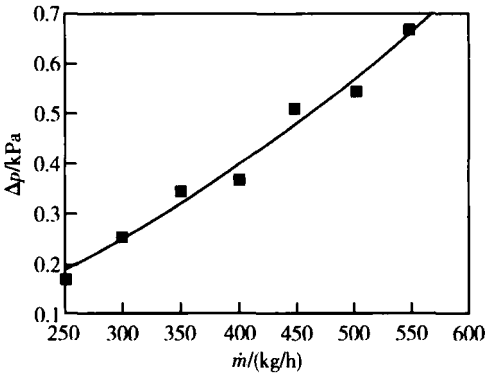


图 2 零转速情况下 Δp 与 $\dot{m}_0$ 关系曲线

Fig. 2 Variation of Δp with $\dot{m}_0$ for 0 r/min

在转速不为零的情况下, 对转速和流量分别进行变化, 得到压差 Δp 与 $\dot{m}_0$ 和 ω 之间的关系参见图 3, 拟合关系式为

$$\Delta p = 7.34 \times 10^{-5} \dot{m}_0^{1.485} \omega^{0.084} \tag{6}$$

从图 3 和 (6) 式中可以看出, 随着 $\dot{m}_0$ 增大, Δp 也增大, 流量对压力变化占主要作用, 而 ω 对 Δp 影响是很小的。

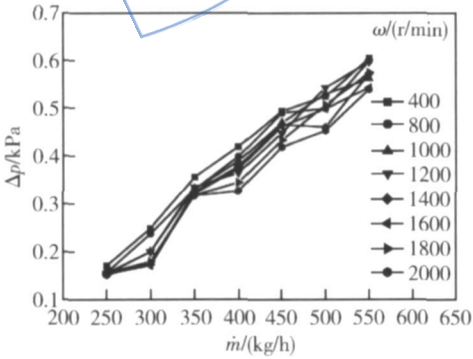


图 3 非零转速情况下 Δp 与 $\dot{m}_0$ 关系曲线

Fig. 3 Variation of Δp with $\dot{m}_0$ for different rotating speed

2.2 两个出口的流量比

在两个出口的情况下, 当转盘转速为零时, 用实验测得到的 Δp , 由 (5) 式可计算出 $\dot{m}_d$ 。而 $\dot{m}_b$, 则由 (1) 式得到。由于主要关心 $\dot{m}_b$ 的大小, 因此

定义流量比 η

$$\eta = \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_0} \tag{7}$$

从转盘上出气孔流出的流量系数 $C_{w,b} = \dot{m}_b / \sqrt{\rho R}$ (μ 为空气的动力粘度) 和流量比系数 η 随总流量系数 $C_{w,0} = \dot{m}_0 / \sqrt{\rho R}$ 的变化见图 4 和图 5。

图 4 表示在盘面旋转时, $C_{w,b}$ 随着不同旋转雷诺数 Re_ϕ ($Re_\phi = \rho \omega R^2 / \mu$, ρ 为空气密度) 和 $C_{w,0}$ 的变化。当 $C_{w,0}$ 增加时, $C_{w,b}$ 随之增加。这是因为流量的增加, 导致腔内的压力增大, 使两个出口处的流量都增加。图 5 表示在不同 Re_ϕ 和 $C_{w,0}$ 下, 流量比系数 η 的变化。当 $Re_\phi = 0$ 或较小值时, η 在 $C_{w,0}$ 比较小的情况下随 $C_{w,0}$ 的增加而基本保持不变, 在 $C_{w,0}$ 比较大的情况下随 $C_{w,0}$ 的增加而降低。当 Re_ϕ 较高时, η 随 $C_{w,0}$ 的增加下降的较快。这是因为在本实验结构中, 转盘上的流动结构比较复杂, 在压力比较高并且旋转的情况下, 压力损失比较大。尽管 $C_{w,0}$ 的增加导致了 $C_{w,b}$ 的增加, 但是所占的比例 η 却降低了。

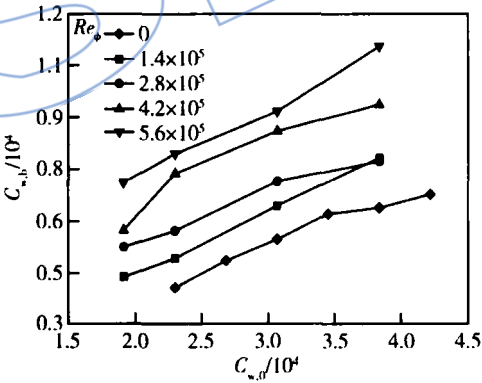


图 4 不同 Re_ϕ 下 $C_{w,b}$ 随 $C_{w,0}$ 的变化

Fig. 4 Variation of $C_{w,b}$ with $C_{w,0}$ for different Re_ϕ

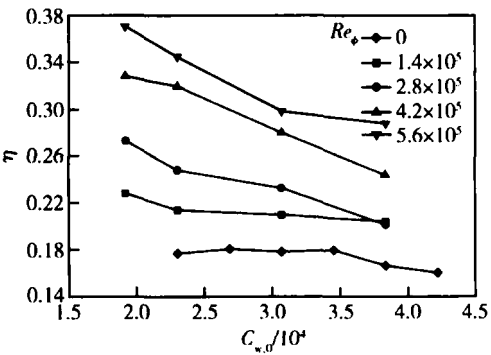


图 5 不同 Re_ϕ 下 η 随 $C_{w,0}$ 的变化

Fig. 5 Variation of η with $C_{w,0}$ for different Re_ϕ

在旋转的情况下, 旋转对 $C_{w,b}$ 有一定的影响. 从图 4 可以看出当 $C_{w,0}$ 不变时, Re_ϕ 的增加导致了 $C_{w,b}$ 的增加. 这是因为 Re_ϕ 的增加, 导致了盘面附近的径向出流速度加快, 旋转通道内压力降低, 流动阻力也相应降低, 所以 $C_{w,b}$ 及 η 也随之增加.

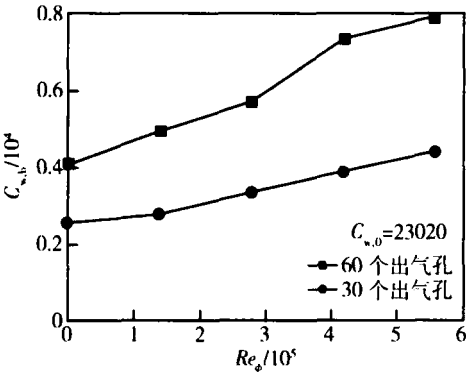


图 6 不同出气孔数目下 $C_{w,b}$ 随 Re_ϕ 的变化
Fig. 6 Variation of $C_{w,b}$ with Re_ϕ for different number of blade cooling holes

图 6 是改变出气孔数量时, $C_{w,b}$ 随不同 Re_ϕ 的变化. 实验时, 将 60 个盘边缘的出气孔封住一半. 可以看出, 封住一半的出气孔后, $C_{w,b}$ 近似减少一半, 对应的流量比 η 也减少一半, 并且同样随 Re_ϕ 的增加而增加.

2.3 流量比的经验关系式

根据实验数据对相关的公式进行了拟合. 在实验范围内冷气的温度变化很小, 因此可取物性参数为常数, 不考虑结构的变化 (如转静盘间隙比、盘面出气孔的数目等), 只考虑 $C_{w,0}$ 和 Re_ϕ 对 η 的影响, 可得

Re_ϕ 为 0 时: $\eta = 0.849C_{w,0}^{0.153}$ (8)

Re_ϕ 不为 0 时: $\eta = 0.129C_{w,0}^{0.33} Re_\phi^{0.323}$ (9)

从这两式可以看出, $C_{w,0}$ 的增大将导致 η 的减少, 并且在旋转的情况下 $C_{w,0}$ 对 η 的影响大于非旋的情况. 这是因为在旋转的情况下, 转盘的泵效应使更多的流体沿转盘表面流出腔体. 另外, 在旋转的情况下, $C_{w,0}$ 和 Re_ϕ 对 η 影响的量级几乎

是一样的, 只不过它们的增加, 一个使 η 降低, 另一个使 η 增加.

3 结 论

通过上述分析可以得出如下结论:

- (1) 用实验的方法得到转静盘间隙出口的径向总压和静压之差与出流之间的关系, 是获得出流流量的一种比较可行的方法.
- (2) 盘面出流孔流出的流量, 随着总流量的增加而增加, 但流量比却是降低. 而从转静盘间隙流出的流量随总流量的增加而增加, 所占的流量比也增加.
- (3) 盘面出流孔流出的流量及其所占总流量的流量比, 随着转速的增加而增加.
- (4) 盘面出流孔数量为原出流孔数量的一半时, 流出流量也近似是原流出流量的一半.

参考文献:

[1] Wilson M, Pilbrow R, Owen J M. Flow and heat transfer in a preswirl rotor-stator system [J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119: 364-373.

[2] El Oun Z, Owen J M. Pre-swirl blade cooling effectiveness in an adiabatic rotor-stator system [J]. Journal of Turbomachinery, 1989, 111: 522-529.

[3] Karabay H, Wilson M, Owen J M. Approximate solutions for flow and heat transfer in pre-swirl rotating disc systems [R]. ASME paper 2001-GT-0200.

[4] Maeng D J, Lee J S, Jakoby R, et al. Characteristics of discharge coefficient in a rotating disk system [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1999, 121: 663-669.

[5] Yan Y Y, Gord M F, Lock G D, et al. Fluid dynamics of a pre-swirl rotor-stator system [R]. ASME paper 2002-GT-30415.

[6] Phade U P, Owen J M. Aerodynamic aspects of the sealing of gas turbine rotor-stator systems, Part 1: The behavior of simple shrouded rotating disk systems in a quiescent environment [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1988, 9: 98-105.

[7] Roy R P, Xu G, Feng J. Study of main stream gas ingestion in a rotor-stator disk cavity [R]. 2000, AIAA 2000-3372.